

円周スリットナットのねじ山変形とゆるみ防止効果の関係*

陳玳珩^{*1}, 清水英輔^{*2}, 増田健一^{*3}

Relation between thread deformation and Anti-Loosening Effect for Nut with Circumference Slits

Dai-Heng CHEN^{*1}, Eisuke Shimizu and Kenichi Masuda

^{*1} Department of Mechanical Engineering, Tokyo University of Science,
1-3 Kagurazaka, Shinjuku-ku, Tokyo, 162-8601, Japan

In this study, the thread deformation mechanism and relation between thread deformation and anti-loosening effect for nut with circumference slits are studied by the experiment and using FEM. The slit nut is adequately compressed before use. Two methods for compressive pre-strain are compared. It is found that cylinder compression method provides thread with rotational deformation than plate compression method. The rotational deformation has an important role as slowing the increase of the resistance torque with the amount of compression. Therefore, cylinder compression method is superior for processing control. The effects of the slit geometries, which is defined by the location h , the inner diameter d and the width w are investigated based on the experiment and the numerical analysis. It is found that h and d has large effect on thread deformation and w has little effect on that.

Key Words : Bolted Joint, Thread deformation, Finite Element Method, Circumference slit

1. 緒 言

部材の締結方法として着脱可能であること、低価格であることなどから、輸送機械、産業機械、建設物など広い分野の結合要素としてボルト・ナット締結が用いられている。しかし、軸垂直方向振動に代表される外力が締結部に作用することで、ナットに戻り回転が生じ、ゆるみが発生する⁽¹⁾。現在でもボルト・ナット締結体のゆるみに起因する事故は多数発生しており、これは工学分野が解決すべき重要な課題のひとつである。

ボルト・ナット締結のゆるみ対策として、ゆるみ防止機能を具備したナットが多数提案されている。座面の締結力を向上させるフランジ付きナット、ナットを二重に締めるダブルナット⁽²⁾、ナイロンワッシャーの摩擦抵抗を用いたナイロンリング入りナット、また近年開発されたゆるみ防止ナットとして、くさび効果を用いたハードロックナット、スリットを有したスーパースリットナット⁽³⁾、座面に傾斜加工が施されているハイパーロックナット⁽⁴⁾などがある。スーパースリットナット、ハイパーロックナットは、はめあいねじ部に干渉効果を持たせることでゆるみ防止を得るものである。具体的にスーパースリットナットではナット上面を圧縮加工してスリット部を圧縮・変形させ、スリット部の変形により、はめあいねじ部に干渉効果を持たせてゆるみ防止を得るものである。しかしこれまでの研究では、圧縮加工の方法、圧縮による強制変位量、スリット形状の違いが及ぼすねじ山変形、それにとともなうゆるみ止め効果に関する研究は見当たらない。

そこで、本研究では円周スリットナット（図1参照）の軸圧縮加工の方法、圧縮による強制変位量、スリットの形状・位置がねじ山の変形、ゆるみ止め効果に対してどのような影響を与えるのか、実験および有限要素法に基づく数値シミュレーション解析の両面から系統的な検討を行い、構造の機械的性質を把握することで設計指針

* 原稿受付年月日.

^{*1} 正員，フェロー，東京理科大学工学部（〒162-8601 東京都新宿区神楽坂1-3）

^{*2} 東京理科大学工学部

^{*3} 正員，東京理科大学工学部

Email: chend@rs.kagu.tus.ac.jp

を示すことを目的としている。

2. 研究 方 法

本研究では、2.1 節に述べる種々の幾何形状をもつスリットナットを試験片として、それらに軸方向予圧縮を与えた後、2.2 節に述べる実験方法で緩み防止性能および取り締める際のトルクなどを測定・比較することによってスリットナットの緩み防止機構を検討する。また、実験的検討に力学の根拠を模索するために、2.3 節に述べるように FEM の数値解析手法により、軸方向の予圧縮によるスリットナットのねじ山の変形様子についても検討を行う。

2.1 スリットナットおよび軸方向予圧縮加工

図 1 には本研究で用いた M20 円周スリットナットの一例を写真および図面で示す。図 1 から、スリットナットとは、ナット上端から高さ方向位置 h の位置に幅 w 、内径 d の円周スリット加工を施したナットである。

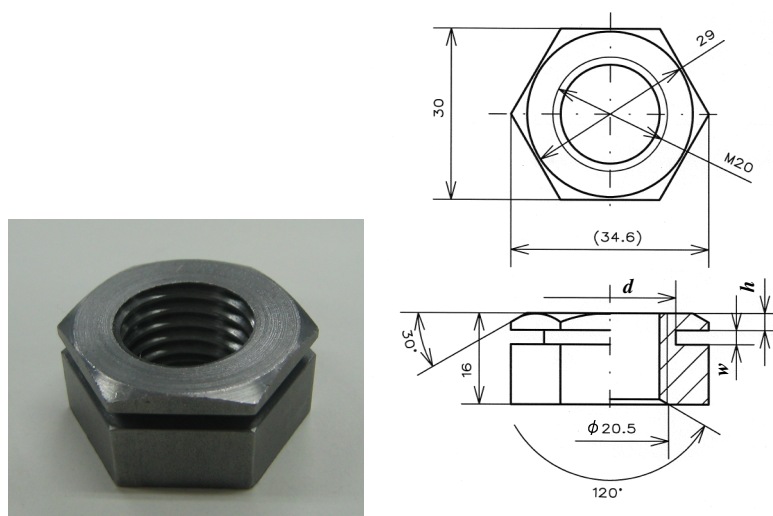


Fig. 1 Nut with circumference slit

スリットナットの軸方向予圧縮を与えナットねじ山を変形させるために、ナットの下端は板に固定し、上端から押具による圧縮加工を行う。押具の形状として、図 2 に示すような 2 通りを採用した。1 つは、図 2(a) に示すように、平板を用いる場合であり、本研究では、これを平板圧縮と呼ぶ。もう 1 つは、図 2(b) に示すように、中空の円筒（内径 25mm、外径 35mm）を用いる場合であり、本研究では、これを円筒圧縮と呼ぶ。本研究では、まず 2 通りの圧縮加工を用いて、圧縮量 δ と緩み防止効果の関係を比較することで、円筒圧縮のほうが平板圧縮に比べて加工制御性に優れていることを示す。次に、円筒圧縮を用いた場合、スリット高さ方向位置 h 、幅 w 、内径 d をパラメーターとして検討し、ねじ山の変形に直接的に対応する圧縮加工時の圧縮量 δ もパラメーターとして検討を行う。圧縮量 δ とは圧縮加工を行う前後のナット高さの差である。

2.2 緩み試験

緩み防止効果を検証するため、本研究では NAS (National-Aerospace Standard) 式の試験方式⁽⁵⁾(振動数 1780rpm, 振幅 11.43mm, 振動回数 30,000 回) を採用した。ボルト・ナットを取り付けた状態での緩み試験機を図 3 に示す。供試ボルト、ナットとして一般構造用圧延部材 SS400, M20 で強度区分 4.6 のものを採用し、締付け前にねじ山面を清浄にしたものを用いた。緩み防止規格 (NAS3350) より、30000 回以上の振動試験に耐えるものを“緩み防止効果あり”と判定した。

締付け方法として、トルク法を採用する。M20 ノーマルのナット・ボルトの規定締め付けトルクは 141Nm であるが、圧縮加工を施した緩み防止ナットには空締めトルク（抵抗トルク）が発生するため、被締結体にナットが接触するまでの抵抗トルクに規定締結トルクを加算して締結を行った。

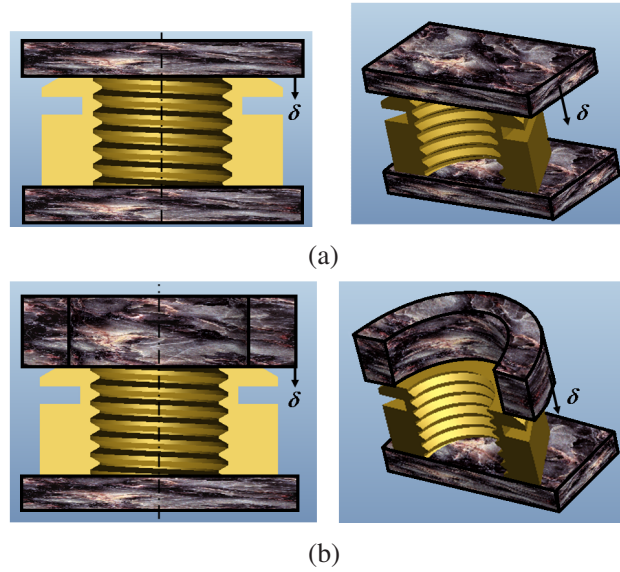


Fig. 2 (a) Plate compression method (b) Cylinder compression method

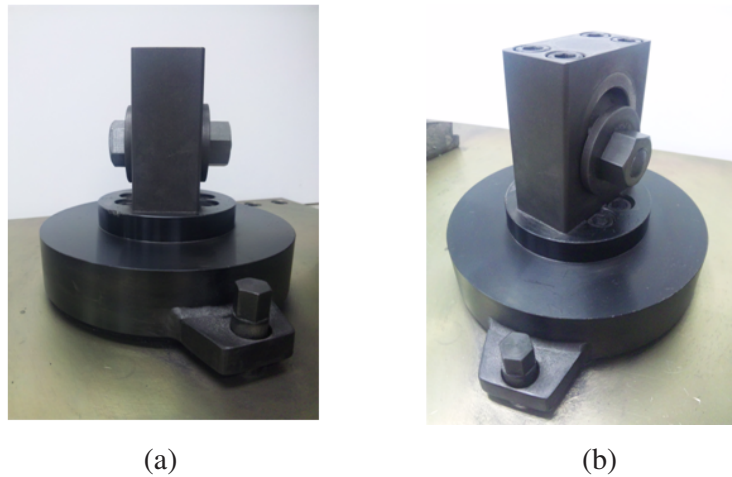


Fig. 3 Vibration testing machine

2.3 スリットナットの圧縮加工シミュレーション

本研究では、有限要素法汎用ソフト MSC.Marc を用いたスリットナットの圧縮加工シミュレーションを行い、実験では測定が困難である、ねじ山の変形様子について検討を行う。また、ボルト締付け時の塑性変形シミュレーションではボルト・ナットともに変形体として解析されている研究⁽⁶⁾⁽⁷⁾も多く存在するが、本研究ではボルトねじ山を模擬した剛体板が受ける反力の大きさ R_B をボルト・ナットねじ山間に生じる抵抗トルクを表す 1 つの指標として用いる。つまり、図 4(a) に示したねじ山変形解析を行った後に、ボルトねじ山を模擬した剛体板 (Upper rigid plate と lower rigid plate) を図 4(b) に示すように、ボルトナット締結時の位置にまで変位させた際に剛体板が受ける反力の大きさを R_B とする (本論文でシミュレーションを行う第一の目的は、圧縮加工時に実験では測定が困難である、ねじ山の変形様子を把握するためであるが、今後、ねじ山の変形によってボルト締結時に生じる干渉効果についてシミュレーションを用いて検討する際、ボルトを剛体とした場合の反力は干渉効果を表す最も単純な指標の 1 つとなり得ると考え、その結果についても本論文で検討する)。ナットの材料特性は実験で用いた一般構造用圧延部材 SS400 を想定し、ミーゼスの降伏条件に従う等方・均質な弾塑性体とし、ヤング率 206GPa, 降伏応力 291MPa, ポアソン比 0.3, 塑性域での応力とひずみの関係は引張り試験により得られた実験結果 (図 5(a) 参照) を採用した。モデル化に関しては 8 節点 6 面体ソリッド要素を用い、円周方向を 36 分割, 1 辺が 0.5mm 以下になるように有限要素離散化している。なお、非線形挙動の定式化としてアップデーテッドラグランジュ法を用いて大変形挙動を考慮し、平衡条件を満たすための修正計算法としてニュートンラプソン法を採用している。図 5(b)

には、モデル化したナット断面図を示す（ねじ山部分とねじが切られていない部分は別々に作成し、境界条件を完全固着（Glue 接触）としている）。

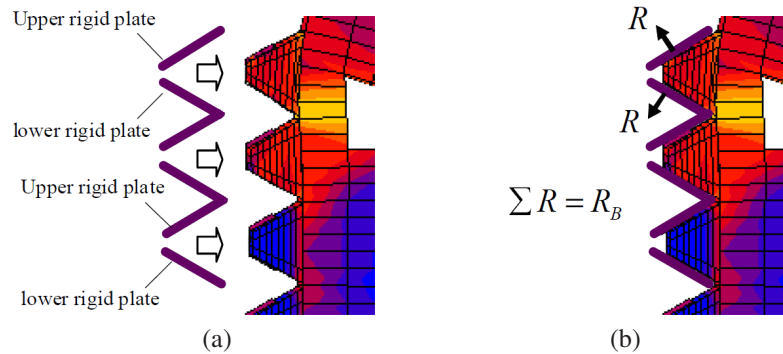


Fig. 4 Determination of R_B in the numerical analysis

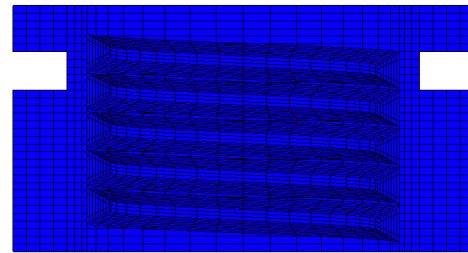
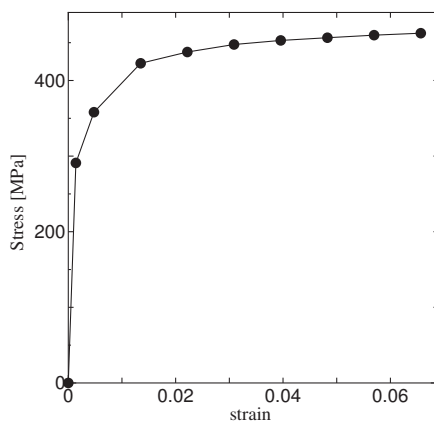


Fig. 5 (a) stress-strain curve

(b) Cross-section view of nut with circumference slit

3. 実験結果および検討

3.1 無加工ナットの実験結果

実際の現場では一般的に、無加工ナットを規定締付けトルクである 141Nm よりさらに締付けトルクを上げて高い締結力を維持しようという考えが多い。図 6 に示したものは、無加工ナットに規定締付けトルクである 141Nm より大きな締付けトルクにおいて緩み試験を行い、締付けトルク T_C と緩みが生じるまでの振動回数 N との関係である。振動回数が 30000 回を超えても緩みが生じなかった場合は $N=30000$ の位置に結果をプロットしている。この図からわかるように、締め付けトルク増加による緩み防止効果は小さい。緩み防止規格 (NAS3350) より “緩み防止効果あり” と判定させる 30000 回以上の振動試験に耐えられたものは、締め付けトルク $T_C=240\text{Nm}, 250\text{Nm}$ のときに 1 回ずつ得られたが、同じ締め付けトルクにおいても緩み防止効果が得られない結果も存在している。このことから、無加工ナットにおいて大きな締め付けトルク増加だけで安定した緩み防止効果を得ようとするのは困難であり、軸直角方向の振動への緩み防止策を備えたナットが必要であるといえる。

3.2 スリットナットの圧縮方法について

図 7(a) にはスリット高さ方向位置 $h=3\text{mm}$ 、スリット幅 $w=2.5\text{mm}$ 、スリット内径 $d=23\text{mm}$ のスリットナットを平板圧縮法、および円筒圧縮法によって圧縮した圧縮量 δ を横軸とし、その圧縮量に対して緩み試験を行い、緩みが生じた際の振動回数を縦軸にプロットしたものを示す。この図からわかるように、平板圧縮法、円筒圧縮法ともに圧縮量が小さいときは緩み防止効果はなく、圧縮量のある値 ($\delta_{\min} |_{N \geq 30000}$) より大きくすると、振動回数 30000 回以上に耐えられ、緩み防止効果が得られる。平板圧縮法では $\delta_{\min} |_{N \geq 30000} = 0.25\text{mm}$ 、円筒圧縮法では

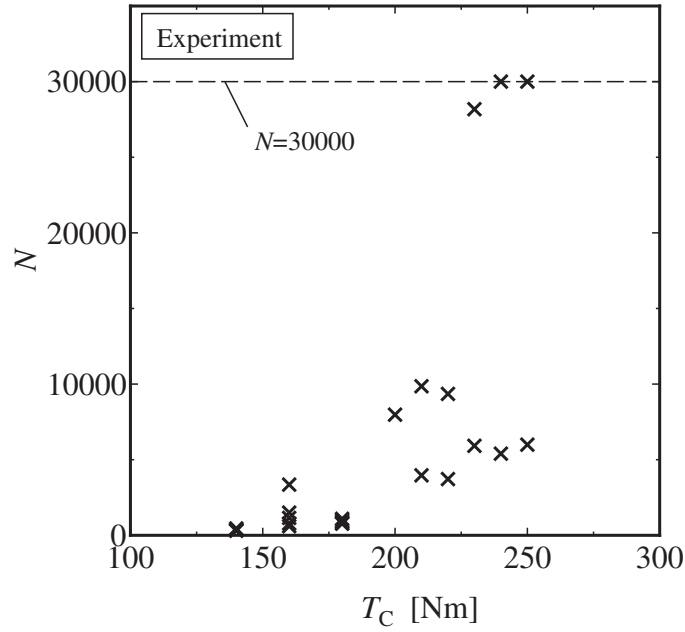


Fig. 6 Relation of number of cycles and clamping torque for normal nut

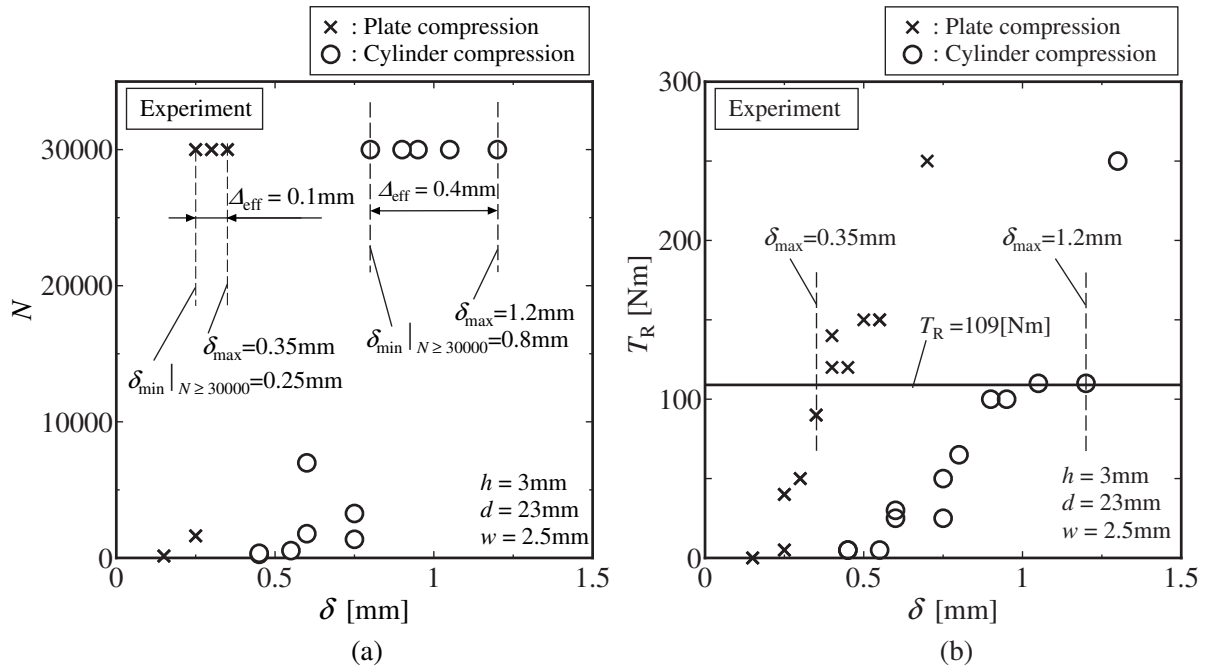


Fig. 7 (a): Relations of Amount of compression and Number of cycles for plate compression method and cylinder compression method (b): Relations of Amount of compression and Resistant torque for plate compression method and cylinder compression method

$\delta_{\min}|_{N \geq 30000} = 0.80\text{mm}$ である．また，圧縮量をさらに大きくすると，締結困難となることから δ_{\max} を合わせて示している． δ_{\max} の定義として，本研究ではボルト・ナット間のねじ山干渉効果によってナットが被締結体に接触するまでに必要とするトルク（抵抗トルク） T_R が 109Nm を超えた場合，つまり被締結体に接触してから規定締め付けトルク $T_S = 141\text{Nm}$ を与えるために合計で 250Nm 以上のトルクを必要とする場合に締結困難とした．平板圧縮法では $\delta_{\max} = 0.35\text{mm}$ ，円筒圧縮法では $\delta_{\max} = 1.20\text{mm}$ である．また，図 7(a) には $\delta_{\min}|_{N \geq 30000}$ から δ_{\max} までの圧縮量を有効圧縮量の幅 Δ_{eff} として示しており，平板圧縮法では $\Delta_{eff} = 0.1\text{mm}$ ，円筒圧縮法では $\Delta_{eff} = 0.4\text{mm}$ であり，平板圧縮法に比べて円筒圧縮法は有効圧縮量の幅が広いことから加工制御性に優れているといえる．図 7(b) は図



Fig. 8 Deformed cross-section for cylinder compression method

7(a) で示した緩み試験結果を得るためにスリットナットを締め付ける際、被締結体にナットが接触するまでに必要とするトルク（抵抗トルク） T_R を示したものである．図には抵抗トルク $T_R=109\text{Nm}$ の位置も合わせて示しており、抵抗トルクが 109Nm を超えた場合は締結困難となり緩み試験を行っていないため、図 7(b) に比べて図 7(a) に示された実験結果の数は少ない．この図からわかるように、円筒圧縮法は平板圧縮法に比べて圧縮量 δ の増加に対する抵抗トルクの増加の割合が小さい．このことが円筒圧縮法が平板圧縮法に比べ $\delta_{\min} |_{N \geq 30000}$ から δ_{\max} までの圧縮量の範囲が広い原因であると考えられる．

図 8 は、円筒圧縮後のスリットナットの断面を示すものである．図からわかるように、スリットナットに軸方向の予圧縮変形を施すことによって、ナットのねじ山が変形し、ボルトに取り付ける際、緩み防止の抵抗トルクが発生する．したがって、スリットナットの緩み防止機構を検討するには、予圧縮によるナットねじ山の変形を測定することが重要である．しかし、これらの変形量は微小であるため、高精度な測定が困難である．そこで、本研究では、スリットナット軸方向の予圧縮変形について、2.3 節に述べたように、数値解析を行った．

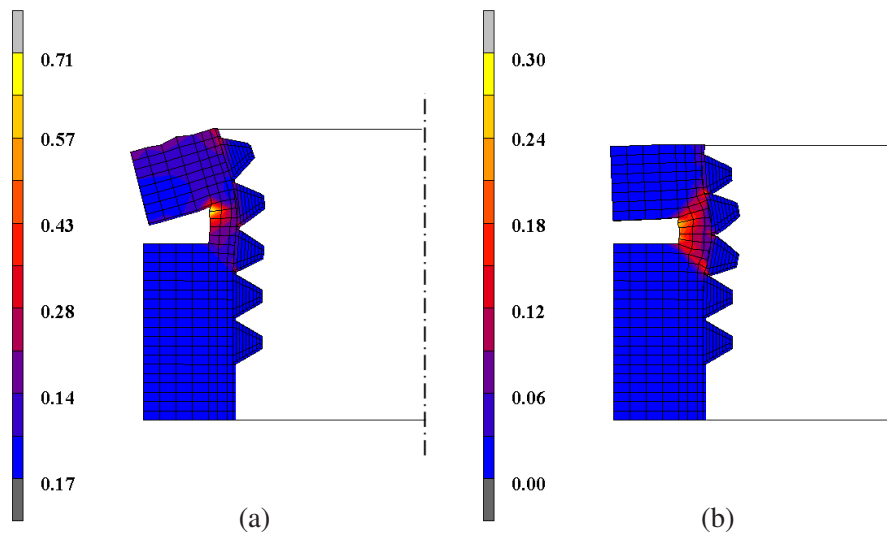
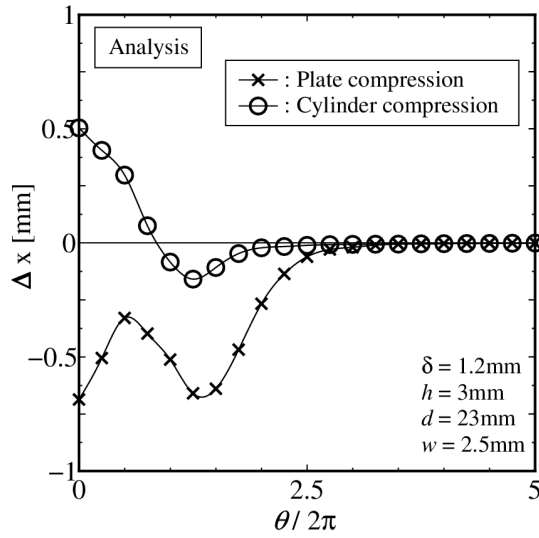


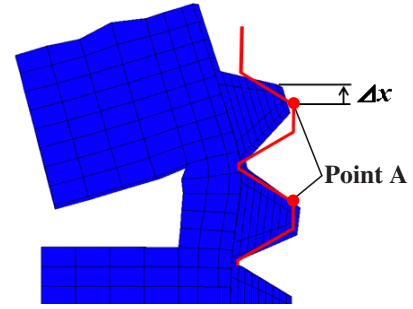
Fig. 9 Deformed cross-section:(a)for cylinder compression method;(b)for plate compression method

図 9 に MSC.Marc を用いてモデル化したスリット形状 ($h=3\text{mm}$, $w=2.5\text{mm}$, $d=23\text{mm}$) のナットに圧縮量 $\delta=1.2\text{mm}$ を与えた際の変形様子を断面図で示す．図 9(a) は円筒圧縮による FEM 解析結果であり図 9(b) は平板圧縮による FEM 解析結果である．また、相当塑性ひずみの値をコンター図で示している．図 9(a) の変形様子からわかるように、円筒圧縮の場合、スリット底を中心とした回転変位が見られ、これに伴い上部から 1 つ目と 2 つ目のナットねじ山は上方向への回転変位が生じている．また、図 9(b) の変形様子からわかるように、平板圧縮の場合、スリット部周辺に相当塑性ひずみは集中するが、円筒圧縮のときのような顕著な回転変位は見られず、ねじ山は圧縮に伴い全体的に下方向への変位が生じている．

図 10(a) には図 9 で用いた解析結果に対して、横軸をねじ山上端かららせん状に沿った回転角度 θ を 2π で除し



(a)



(b)

Fig. 10 Displacement Δx for thread in the vertical direction along the spiral

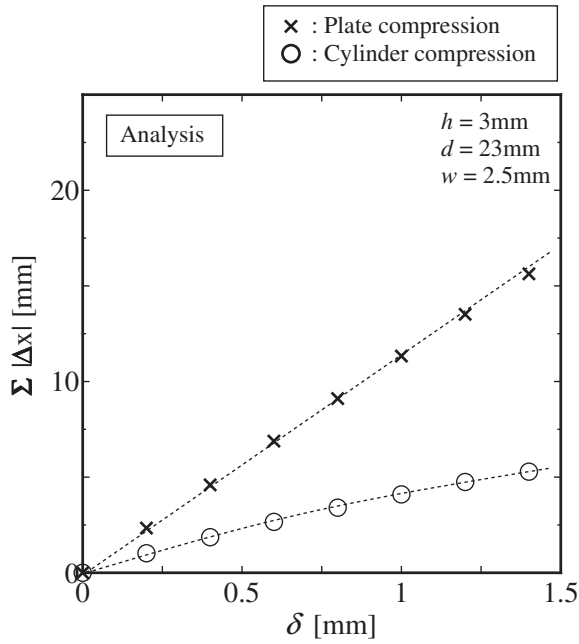


Fig. 11 Relation of δ and $\Sigma|\Delta x|$

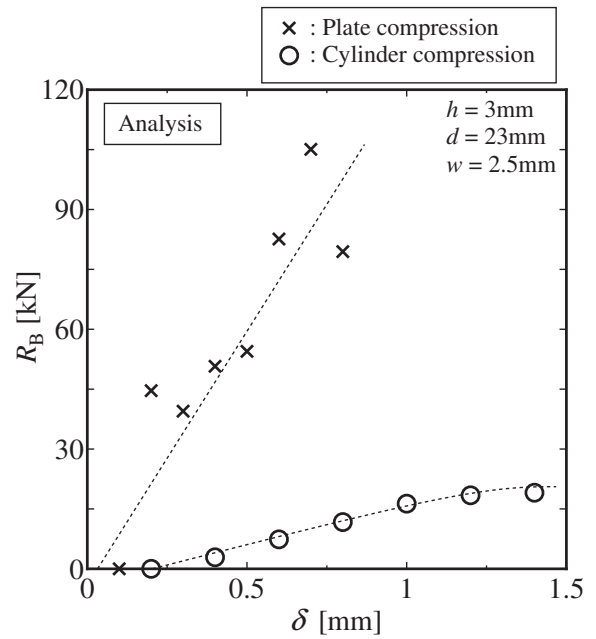


Fig. 12 Relation of δ and R_B

た値とし、縦軸を θ の位置に対応したねじ山の上下方向への変位量 Δx (図 10(b) の断面図に示すように点 A での上方向への変位を正とする) として示したものである。この図から円筒圧縮の場合、 $\theta/2\pi=0 \sim 1$ 付近では上方向への変位が見られ、 $\theta/2\pi=1 \sim 2$ 付近では下方向への変位が見られ、他の位置ではあまり変位が見られないことから $\theta/2\pi=1$ 付近を中心とした回転変位が支配的であることが理解できる。また、平板圧縮の場合、上方向への変位はあまり見られず、全体的に下方向への変位が見られる。

図 11 には圧縮量 δ とねじ山を離散化した各点における上下方向変位量 Δx の絶対値の和 $\Sigma|\Delta x|$ との関係を示したものである。この図からわかるように、平板圧縮のほうが円筒圧縮に比べて圧縮量 δ の増加に対する $\Sigma|\Delta x|$ (ねじ山全体の変位量を表す 1 つの指標) の増加の割合は大きい。

図 12 は円筒圧縮および平板圧縮における各圧縮量 δ に対してボルトねじ山を模擬した剛体を受ける反力の大きさ R_B の値を示したものである。この図からわかるように、平板圧縮のほうが円筒圧縮に比べて圧縮量 δ の増加に

対する R_B の増加の割合は大きい．以上のことから，円筒圧縮法が平板圧縮法に比べて有効圧縮量の幅 Δ_{eff} が大きくなる原因は，円筒圧縮法は平板圧縮法に比べて圧縮量 δ の増加に対するねじ山全体の変位量の増加の割合が小さく，抵抗トルクの増加の割合が小さくなるためである，と考えられる．ここからは，加工制御性に優れている円筒圧縮法に絞って検討を進めていく．

3.3 スリットの幾何形状による影響

3.3.1 スリット高さ方向位置 h による影響

図 13(a) にはスリット幅 $w=2.5\text{mm}$ ，スリット内径 $d=23\text{mm}$ とし，スリット高さ方向位置 $h=2\text{mm}$ ， 3mm ， 4mm ， 5mm の 4 種類に対して，円筒圧縮法によって圧縮した圧縮量 δ と振動回数との関係を示す．この図からわかるように， $h=3\text{mm}$ ， 4mm ， 5mm の場合，圧縮量が小さいときは緩み防止効果はなく，圧縮量のある値 ($\delta_{\min} |_{N \geq 30000}$) より大きくすると，振動回数 30000 回以上に耐えられ，緩み防止効果が得られる．また，圧縮量をさらに大きくすると締結困難となり， δ_{\max} が現れる．図 13(a) には $\delta_{\min} |_{N \geq 30000}$ から δ_{\max} までの圧縮量を有効圧縮量の幅 Δ_{eff} として示している． $h=3\text{mm}$ では $\Delta_{eff}=0.40\text{mm}$ ， $h=4\text{mm}$ では $\Delta_{eff}=0.30\text{mm}$ ， $h=5\text{mm}$ では $\Delta_{eff}=0.20\text{mm}$ であることから，スリット高さ方向位置 h は小さいほうが有効圧縮量の幅が広いことから加工制御性に優れているといえる．ただし， h が小さすぎると圧縮量 δ に関係なく，緩み防止効果が得られていないことが $h=2\text{mm}$ の結果から理解できる．図 13(b) は図 13(a) で示した緩み試験結果を得るためにスリットナットを締め付ける際，被締結体にナットが接触するまでに必要とするトルク（抵抗トルク） T_R を示したものである．この図からわかるように，スリット高さ方向位置 h を大きくすると圧縮量 δ の増加に対する抵抗トルクの増加の割合が大きい．また， $h=2\text{mm}$ の場合，圧縮量 δ の値に関係なく，抵抗トルクはほぼ生じていない．

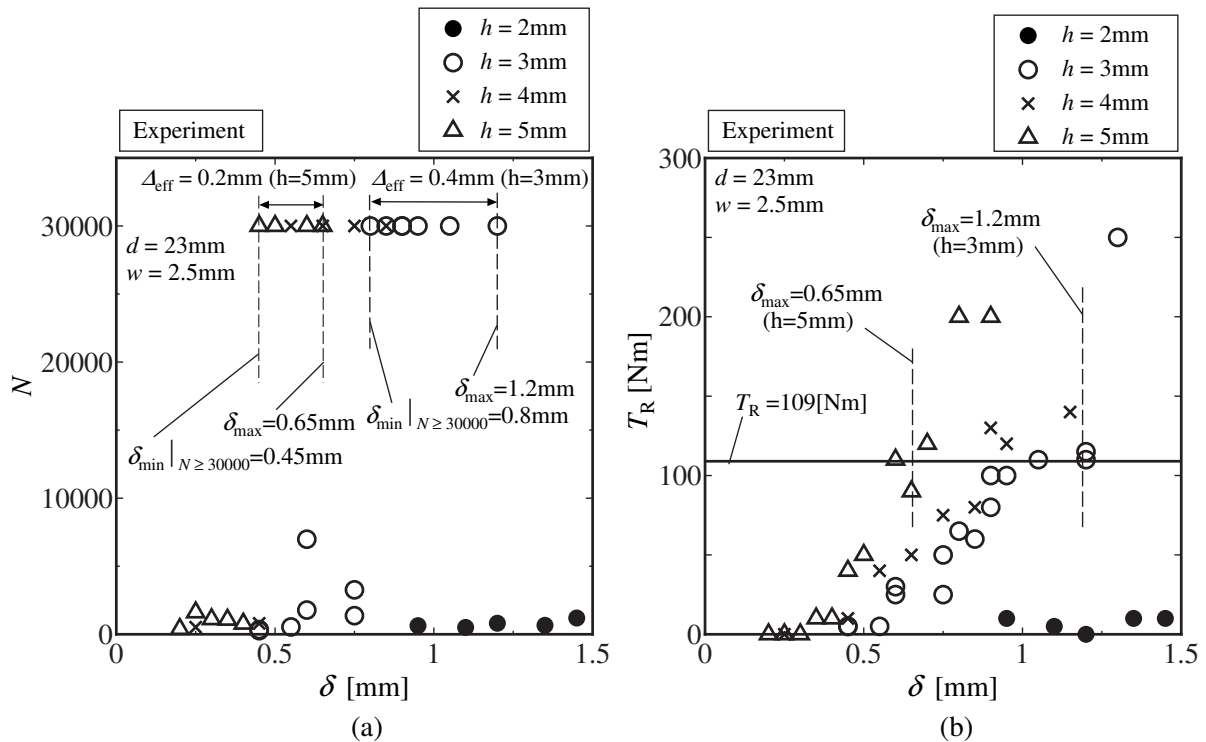


Fig. 13 (a)Relations of δ and N for four levels of h (b)Relations of δ and T_R for four levels of h

次に，スリット高さ方向位置 h の影響を数値解析を用いて検討を行った．図 14 に円筒圧縮によって，スリット形状 $w=2.5\text{mm}$ ， $d=23\text{mm}$ のナットに圧縮量 $\delta=1.2\text{mm}$ を与えた際の変形様子を相当塑性ひずみの値をコンター図とした断面図で示す．この図からは，ねじ山がどのように変形しているか把握しにくい．そこで，図 15 に図 14 で用いた解析結果に対して，横軸をねじ山上端からせん状に沿った回転角度 θ を 2π で除した値とし，縦軸を θ の位置に対応したねじ山の上下方向への変位量 Δx (上方向への変位を正とする) として示す．この図から $h=2\text{mm}$ の場合，ねじ山の変形はほとんど見られず， $h=3\text{mm}$ ， 4mm ， 5mm では h が大きいほど，変形の範囲が広がっているこ

とが確認できる．

図 16 は各圧縮量 δ に対する R_B の値を示したものである．この図からわかるように，スリット高さ方向位置 h が大きくなるほど圧縮量 δ の増加に対する R_B の増加の割合は大きい．

以上のことから，スリット高さ方向位置 h を小さくすると有効圧縮量の幅 Δ_{eff} が大きくなる原因は，スリット高さ方向位置 h を小さくすると圧縮量 δ の増加に対するねじ山全体の変位量の増加の割合が小さく，抵抗トルクの増加の割合が小さくなるためである，と考えられる．ただし，スリット高さ方向位置 h が小さすぎるとねじ山に変形を与えることが出来ず，緩み防止効果が得られないことが $h=2\text{mm}$ の結果から理解できる．

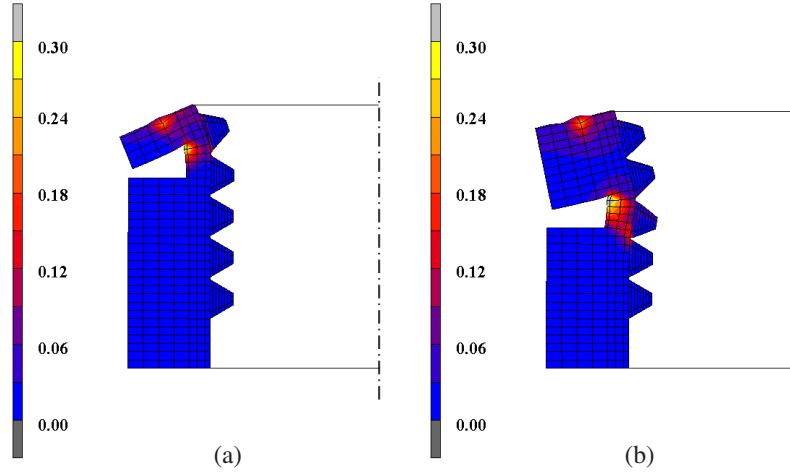


Fig. 14 Deformed cross-section:(a)with $h=2\text{mm}$;(b)with $h=5\text{mm}$

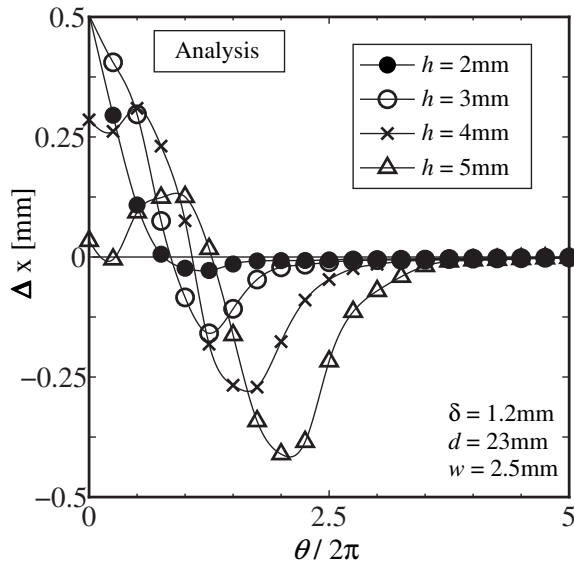


Fig. 15 Relation of $\theta/2\pi$ and Δx

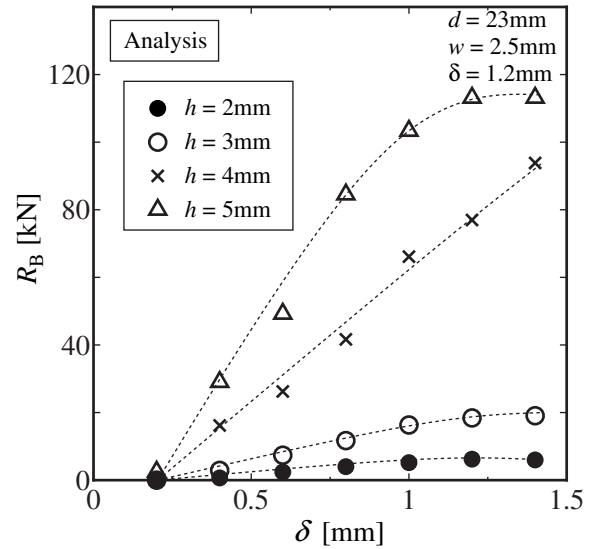


Fig. 16 Relations of δ and R_B

3.3.2 スリット内径 d による影響

図 17(a) にはスリット幅 $w=2.5\text{mm}$ ，スリット高さ方向位置 $h=4\text{mm}$ とし，スリット内径 $d=22\text{mm}$ ， 24mm ， 27mm の 3 種類に対して，円筒圧縮法によって圧縮した圧縮力 δ と振動回数との関係を示す．この図からわかるように， $d=22\text{mm}$ ， 24mm の場合，圧縮量のある値 ($\delta_{\min}|_{N \geq 30000}$) より大きくすると，振動回数 30000 回以上に耐えられ，緩み防止効果が得られる．また圧縮量をさらに大きくすると，締結困難となり，その δ_{\max} は， $d=22\text{mm}$ では $\delta_{\max}=0.85\text{mm}$ ， $d=24\text{mm}$ では $\delta_{\max}=1.05\text{mm}$ である．有効圧縮量の幅 Δ_{eff} は， $d=22\text{mm}$ で $\Delta_{eff}=0.35\text{mm}$ ， $d=24\text{mm}$ で $\Delta_{eff}=0.30\text{mm}$ である． $d=24\text{mm}$ と $d=22\text{mm}$ では， $\delta_{\min}|_{N \geq 30000}$ が異なるが Δ_{eff} の大きさにはあまり違いはない．このことに対応して，図 17(b) に示したように，同じ抵抗トルク T_R を得るために必要な圧縮量 δ は， $d=24\text{mm}$ の方が $d=22\text{mm}$ より大きい．また $d=27\text{mm}$ の場合，ゆるみ防止効果を得るための圧縮量 δ が大きいこと，および

同じ圧縮量 δ に対応する圧縮荷重が大きいことなどから，本研究では図 17 に示したように，圧縮量 $\delta=0.5\text{mm}$ で実験を中断した．

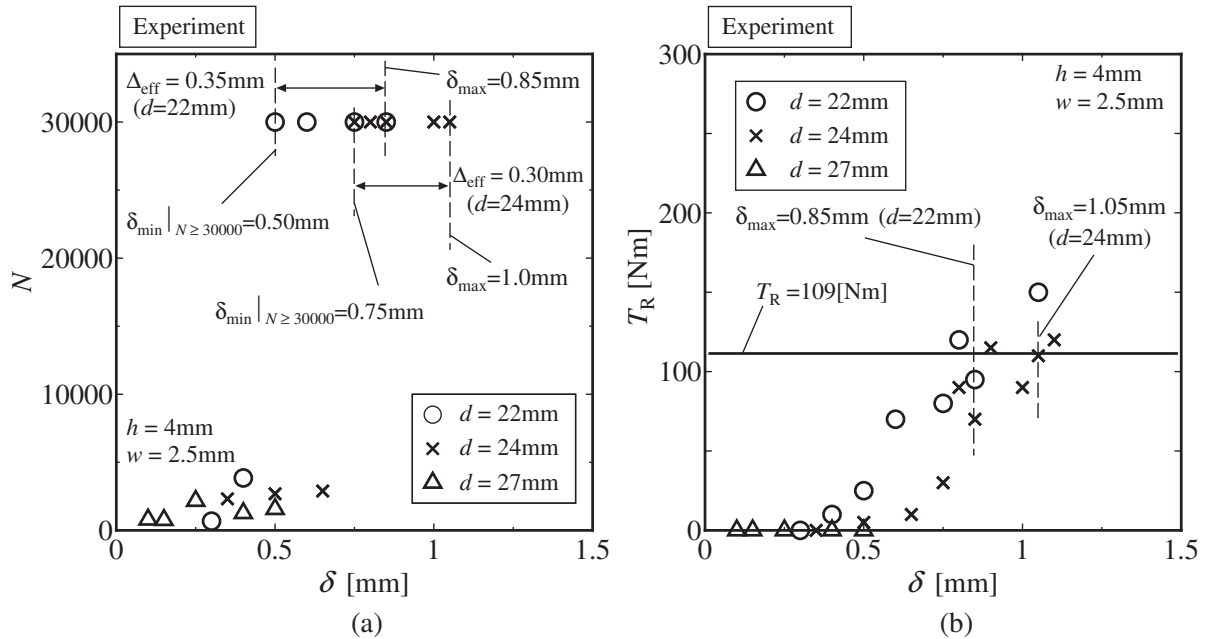


Fig. 17 (a)Relations of δ and N for three levels of d (b)Relations of δ and T_R for three levels of d

次に，スリット内径 d による影響を数値解析によって検討を行った．図 18 に円筒圧縮によって，スリット形状 $h=4\text{mm}$ ， $w=2.5\text{mm}$ のナットに圧縮量 $\delta=1.2\text{mm}$ を与えた際の変形様子を相当塑性ひずみの値をコンター図とした断面図で示す．この図からわかるように， $d=22\text{mm}$ と $d=24\text{mm}$ ではいずれも塑性ヒンジがスリット底に発生し，塑性ヒンジによる回転変形が見られる．対して $d=27\text{mm}$ では広い範囲が塑性域に入っていることからわかるようにナット上部に広く圧縮変形が生じている．図 19 は圧縮量 δ に対して R_B の値を示したものである．この図からわかるように，スリット内径 $d=22\text{mm}$ ， 24mm ， 27mm では，圧縮量 δ の増加に対する R_B の増加の割合にあまり違いはない．しかし， d を大きくすると R_B が得られる最小の圧縮量 δ の値が大きくなる．これはスリット内径 d が大きくなると，スリットの効果が薄れていき，圧縮量 δ を大きくしなければねじ山が変形しなくなるからである．

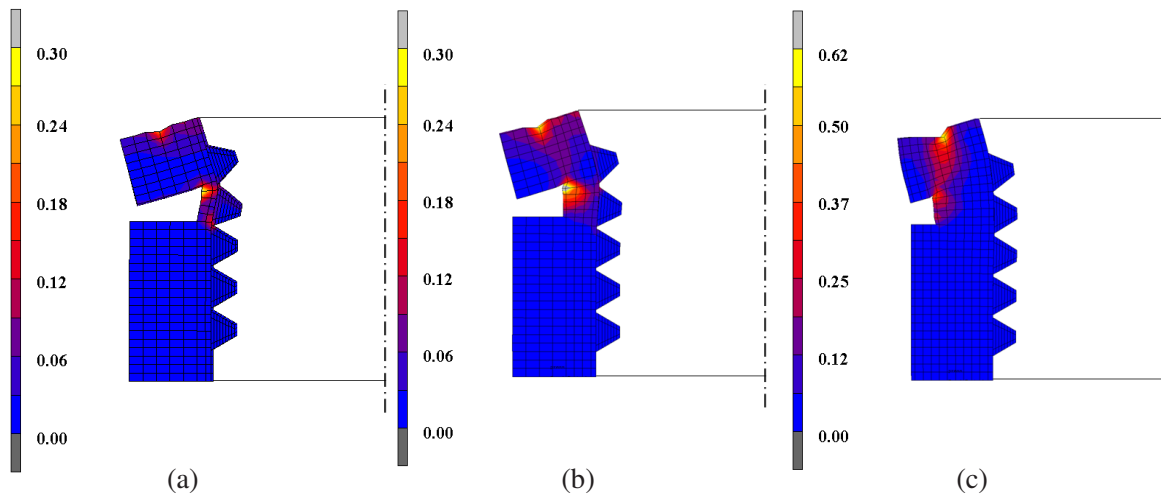


Fig. 18 Deformed cross-section:(a)with $d=22\text{mm}$;(b)with $d=24\text{mm}$;(c)with $d=27\text{mm}$

図 20 にはスリット内径 $d=21\text{mm}$ のナットの断面図を相当塑性ひずみの値をコンター図として示す．また，スリット部のねじ山間の長さをピッチ P で示す．この図からわかるように，スリット内径 d を極端に小さくした場合，図 20(b) に示すようにスリット付近におけるピッチ P が非常に狭くなり，スリット部での締結が不可となる．

以上のことから，スリット内径 d はある適当な範囲内であれば，スリット部に塑性ヒンジが生じ，ねじ山に回

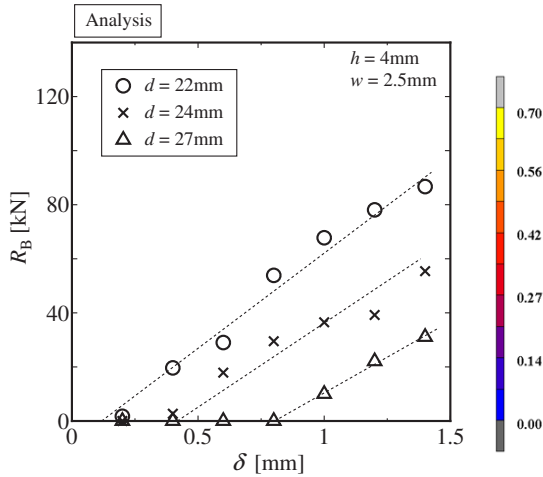


Fig. 19 Relation of δ and R_B

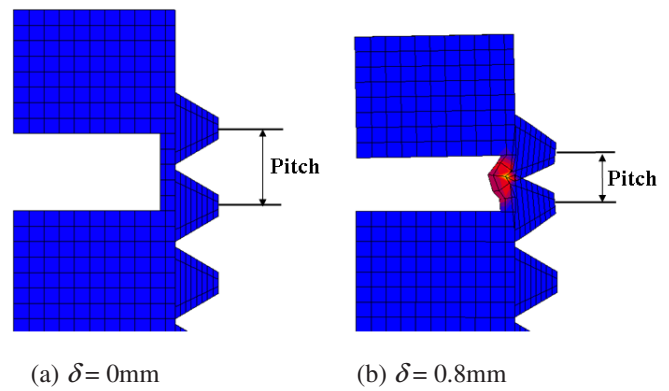


Fig. 20 Deformed cross-section with $d=21\text{mm}$

転変形が生じる．ただしスリット内径 d を極端に大きくするとスリットの効果は薄れ，ナット上部に広く圧縮変形が生じ，ナットを変形させる際に高い負荷荷重が必要となる．また，スリット内径 d を極端に小さくするとスリット付近におけるピッチ P が圧縮により狭くなり締結不可となる．

3.3.3 スリット幅 w による影響

図 21(a) にはスリット高さ方向位置 $h=4\text{mm}$ ，スリット内径 $d=23\text{mm}$ とし，スリット幅 $w=1.5\text{mm}$ ， 2.5mm ， 3.5mm の 3 種類に対して，円筒圧縮法によって圧縮した圧縮量 δ と振動回数との関係を示す．図 21(b) は図 21(a) の各実験で測定した抵抗トルク T_R を示したものである．図 21(a) より， $w=1.5\text{mm}$ ， 2.5mm ， 3.5mm に対して， $\delta_{\min}|_{N \geq 30000}=0.55\text{mm}$ であり， δ_{\max} は w によってその値が異なるが，ほぼ同じといえる．図 21(b) より， δ と T_R の関係についてもほぼ同じであり，スリット幅 w の影響小さいと考えられる．

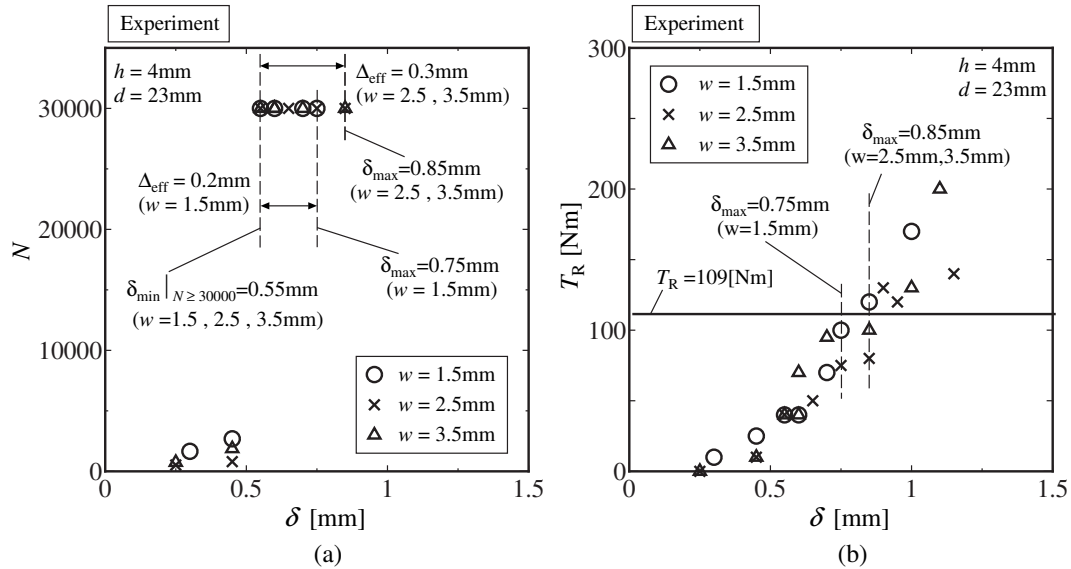


Fig. 21 (a) Relations of δ and N for three levels of w (b) Relations of δ and T_R for three levels of w

次に，スリット幅 w による影響を数値解析によって検討を行った．図 22 に円筒圧縮法によって，スリット形状 $h=4\text{mm}$ ， $d=23\text{mm}$ ， $w=1.5\text{mm}$ と $w=3.5\text{mm}$ のナットに圧縮量 $\delta=1.6\text{mm}$ を与えた際の変形様子を断面図で示し，相当塑性ひずみの値をコンター図で示す．この図からわかるように， $w=1.5\text{mm}$ では $w=3.5\text{mm}$ とは異なり，圧縮量 $\delta=1.6\text{mm}$ でスリット部の上下面が接触している．図 23 はスリット幅 $w=1.5\text{mm}$ と $w=3.5\text{mm}$ のナットを，特にねじ山変形が顕著な点 $\theta/2\pi=0$ から 1 について，圧縮量 $\delta=1.2\text{mm}$ と 1.6mm のときのねじ山の変位量 Δx を示す．この図からわかるように， $w=3.5\text{mm}$ は圧縮量 $\delta=1.2\text{mm}$ から 1.6mm まで増加させると，ねじ山の変形量も大きく増

加するが、 $w=1.5\text{mm}$ は圧縮量 δ を増加させても、ねじ山変形の様子にあまり違いが見られない。

以上のことから、実験結果よりスリット幅 w は、スリット位置 h 、スリット内径 d に比べ有効圧縮量の幅 Δ_{eff} および抵抗トルク T_R への影響は少ない。しかし、 w を小さくするとスリット上下面が接触し、圧縮量を大きくしてもねじ山がそれ以上変形しにくくなる。

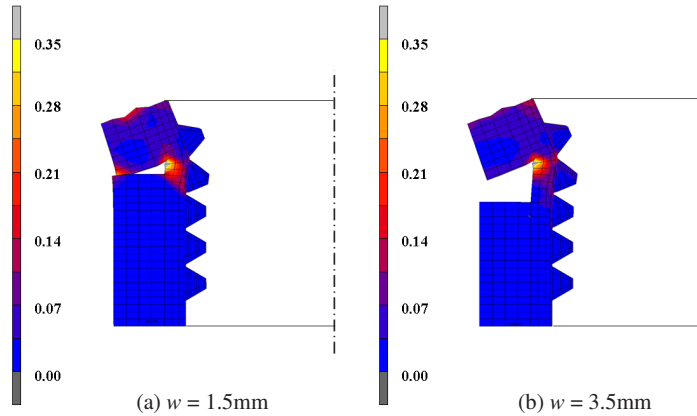


Fig. 22 Deformed cross-section

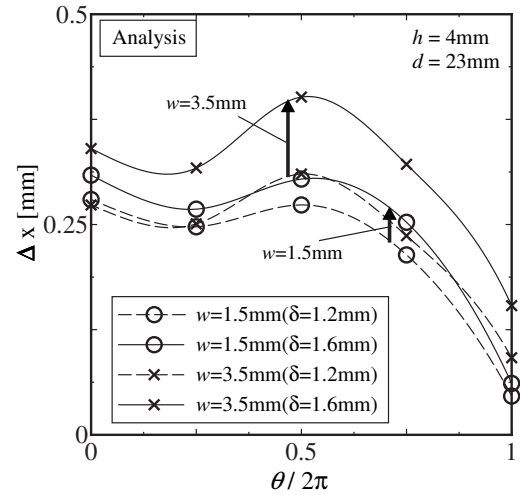


Fig. 23 Relation of δ and R_B

4. 結 言

本研究では、実験と有限要素法による弾塑性数値解析を行い、スリット加工を施したナットの圧縮加工の方法、圧縮による強制変位量、スリット形状、位置がねじ山の変形、ゆるみ止め効果に対してどのような影響を与えるかについて検討を行い、以下の知見が得られた。

1. 無加工ナットを用いて、ボルト軸力のみによって締結した場合、緩み防止効果にバラツキが生じる。これに対して、ボルト軸力のほかにナットねじ山変形による干渉効果も持たせて締結した場合、ボルト軸力が大きくばらつくと言われているトルク法を用いても安定した緩み防止効果が得られた。
2. 円筒圧縮法は平板圧縮法に比べねじ山を回転変形を与える。それによって、円筒圧縮法は平板圧縮法に比べて圧縮量の増加に伴う抵抗トルクの増加の割合が小さくなり、加工制御性に優れている。
3. ねじ山の変形が生じる位置はスリット高さ方向位置 h の位置に大きく依存している。また、 h を大きくすると、ねじ山の変形範囲が大きくなる。そのため、 h を大きくすると、圧縮量の増加に伴う抵抗トルクの増加の割合が大きくなる。ただし、 h が小さすぎるとねじ山は変形せず緩み防止効果が得られない。
4. スリット内径 d はある適当な範囲内であれば、スリット部に塑性ヒンジが生じ、ねじ山に回転変形が生じる。ただしスリット内径 d を極端に大きくするとスリットの効果は薄れ、全体的な圧縮変形となる。また、スリット内径 d を極端に小さくするとスリット付近におけるピッチ P が圧縮により狭くなり締結不可となる。
5. ねじ山の変形に関して、スリット幅 w が与える影響は小さい。ただし、 w が小さくスリット上面と下面が接触した場合、それ以上ねじ山が変形しにくくなるため、緩み防止効果が得られる範囲内でスリット幅を選択する必要がある。

文 献

- (1) 山本晃，ねじ締結の原理と設計，(1996)，p.120 - p.127，養賢堂。
- (2) Shoji, Yasumasa and Toshiyuki, Sawa, "Analytical research on mechanism of bolt loosening due to lateral loads", *ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, (2005), PVP2005-71333.
- (3) 泉聡志，横山喬，寺岡卓也，岩崎篤，酒井信介，斉藤金次郎，名川政人，野田秀樹，"ゆるみ止め性能を有するスリットナットの有限要素法による機能検証"，日本機械学会論文集 A 編，Vol.71, No. 703 (2005) pp.380-386.

- (4) 西山修二, 右田博章, 片岡光正, 中崎信行, 村野功史, ”ゆるみ防止機能を有するハイパーロックナットの開発 (第1報, 三次元有限要素法による弾塑性解析)”, 日本機学会論文集 C 編, Vol.73, No.727 (2007) pp.193-200.
- (5) ”ハードロック工業株式会社”, <http://www.hardlock.co.jp/pdf/NAS.pdf> (参照日 2011 年 11 月 10 日).
- (6) 泉聡志, 横山喬, 岩崎篤, 酒井信介, ”ボルト締結体の締付けおよびゆるみ機構の三次元有限要素法解析”, 日本機学会論文集 A 編, Vol.71, No.702 (2005) ,pp.204-212.
- (7) 久原昌浩, 肖陽, 野田尚昭, ”ねじ山高さの漸減により応力集中を緩和させる条件”, 日本機学会論文集 A 編, Vol.74, No.746 (2008) , pp.1305-1313.